

Исследование прочностных характеристик разборного бурового инструмента фрезерного типа

К.А. Бовин, А.В. Гилев, А.О. Шигин
Сибирский федеральный университет, Россия
E-mail koc.91@mail.ru, anatoliy.gilev@gmail.com, shigin27@rambler.ru.

Аннотация. Буровой инструмент является самым ответственным и высоконагружаемым элементом бурового става, от которого в большой степени зависит эффективность бурения взрывных скважин. Для совершенствования конструкций разборных буровых инструментов (РБИ) необходима полная информация о нагрузках, действующих на основные элементы долот. В работе исследовано напряженно-деформированное состояние (НДС) разборного режуще-вращательного долота с зубчато-дисковыми фрезами (ДРДФ-244,5-2) с использованием конечно-элементных технологий моделирования в программной среде ANSYS. Расчеты выполнены при условии максимальных нагрузок, действующих на долото со стороны бурового станка и забоя скважины, и неравномерного их распределения по элементам долота. Представлены результаты распределений полей эквивалентных напряжений, возникающих в корпусе долота, осях вращения и зубчато-дисковых фрезах с двухрядным твердосплавным вооружением. Дан анализ работоспособности долота при различных условиях эксплуатации.

1. Введение

Буровой инструмент является самым ответственным и высоконагружаемым элементом бурового става, от которого зависит эффективность процесса бурения взрывных скважин.

Для совершенствования конструкций разборных буровых инструментов режуще-вращательного типа необходима полная информация о напряженном состоянии его основных элементов.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) бурового инструмента характеризуется рядом факторов, основными из которых являются его конструктивные особенности и действующие на него нагрузки [1-2].

Характер распределения и восприятия нагрузки во многом зависит от формы вооружения породоразрушающих элементов долот (в нашем случае зубчато-дисковых фрез), которое выбирается в зависимости от типа долота и свойств горных пород [3-5].

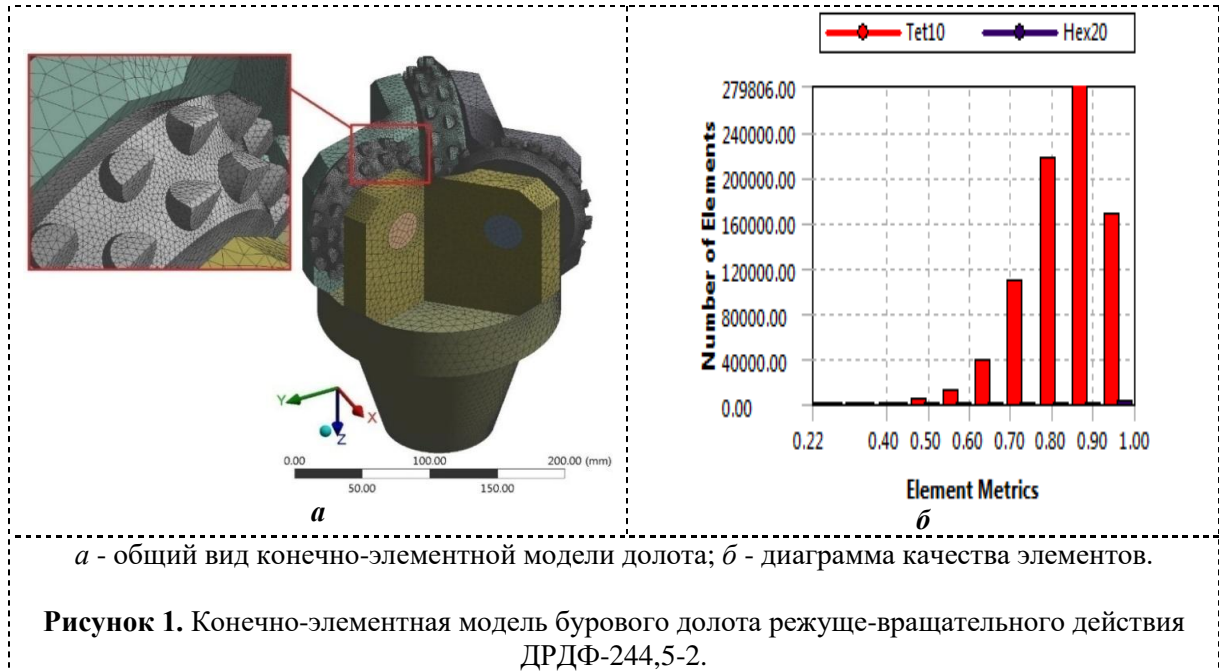
Несмотря на многообразие типов и видов буровых инструментов, в достаточной мере напряженное состояние изучено только для конструкций шарошечных долот. Поэтому важное значение имеет исследование прочностных свойств режуще-вращательных буровых инструментов с многорядным вооружением, которые с успехом могут заменять серийно изготавливаемые шарошечные долота при бурении взрывных скважин в горных породах с коэффициентом крепости $f=6-8$ по М.М. Протоdjяконову с пропластками до $f=10$ [6].

2. Материалы и методы

Прочностные расчеты долота режуще-вращательного типа с многорядным вооружением выполнены с использованием конечно-элементных технологий моделирования в программной среде ANSYS при условии максимальных усилий и моментов ($P_{oc}=400\text{кН}$, $M_{вр}=4,2\text{ кНм}$),

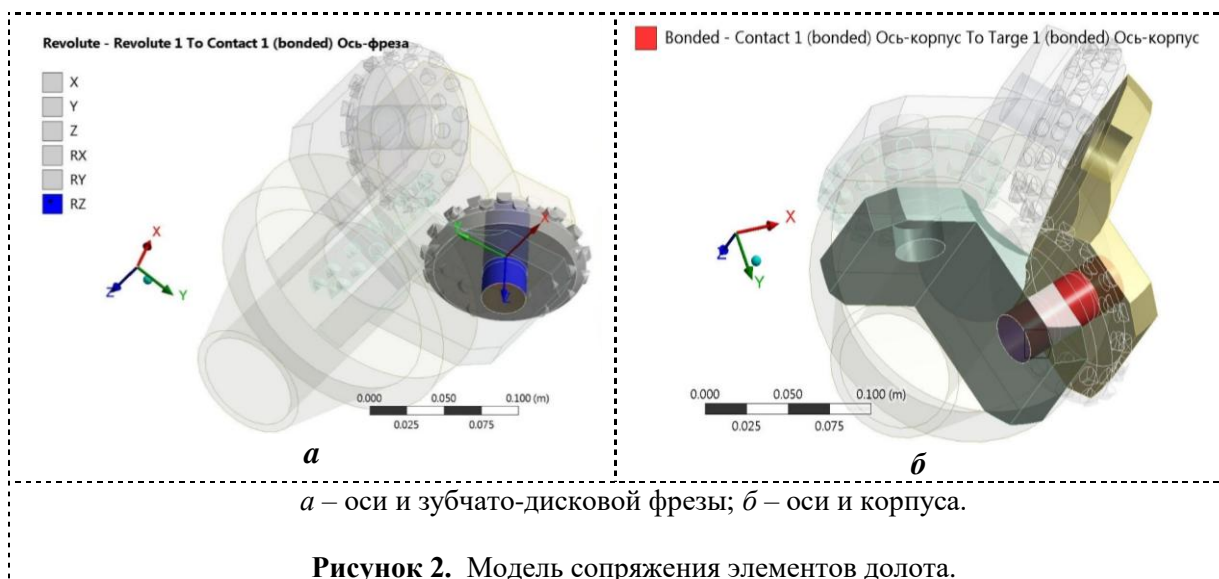
создаваемых буровыми станками, а также их неравномерного распределения по элементам долота при взаимодействии с забоем скважины.

На рисунке 1а, представлена конечно-элементная (КЭ) модель бурового долота. Основные элементы этой модели состоят из десяти узловых тетраэдров, а оси сформированы 20-ти узловыми гексоганальными элементами.



На рисунке 1б представлена диаграмма качества элементов, позволяющая оценить состояние модели и выявить количество ее элементов, не пригодных для расчета [7-8]. В нашем случае, количество элементов низкого качества составляет 0,03% от общего количества элементов модели (823729), что говорит о допуске модели к расчету.

По условию задачи зубчато-дисковая фреза свободно вращается на оси. Для моделирования данного условия в программной среде выбрана функция Joint типа Revolute [7]. На рисунке 2а приведена модель сопряжения оси с одной из зубчато-дисковых фрез. Для предотвращения движения самих фрез между поверхностями осей и корпуса (рис. 2б) использована функция Bonded [8].



При детальном моделировании нагружения зубчато-дисковых фрез, имеющих многорядное вооружение, необходимым условием является установка ограничения перемещения зубьев каждой зубчато-дисковой фрезы. Учитывая данные работы [9], на рисунке 3 приведены граничные условия моделирования работы зубчато-дисковых фрез.

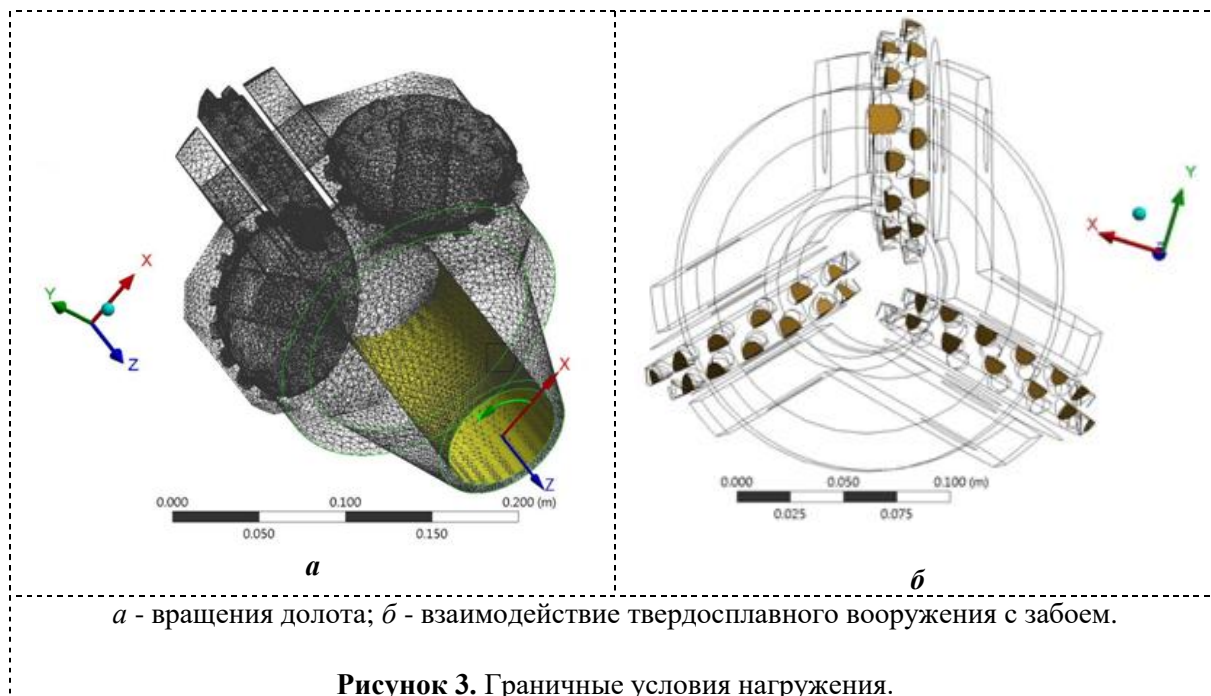


Рисунок 3. Граничные условия нагружения.

Для изготовления элементов долота применяли следующие материалы: корпус выполнен из стали 35ХМЛ, оси вращения – из стали 40Х, зубчато-дисковые фрезы – 40ХН2, вооружение фрез – металлокерамический твердый сплав ВК8В. Свойства данных материалов [10] приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Свойства материалов, применяемых для изготовления долота.

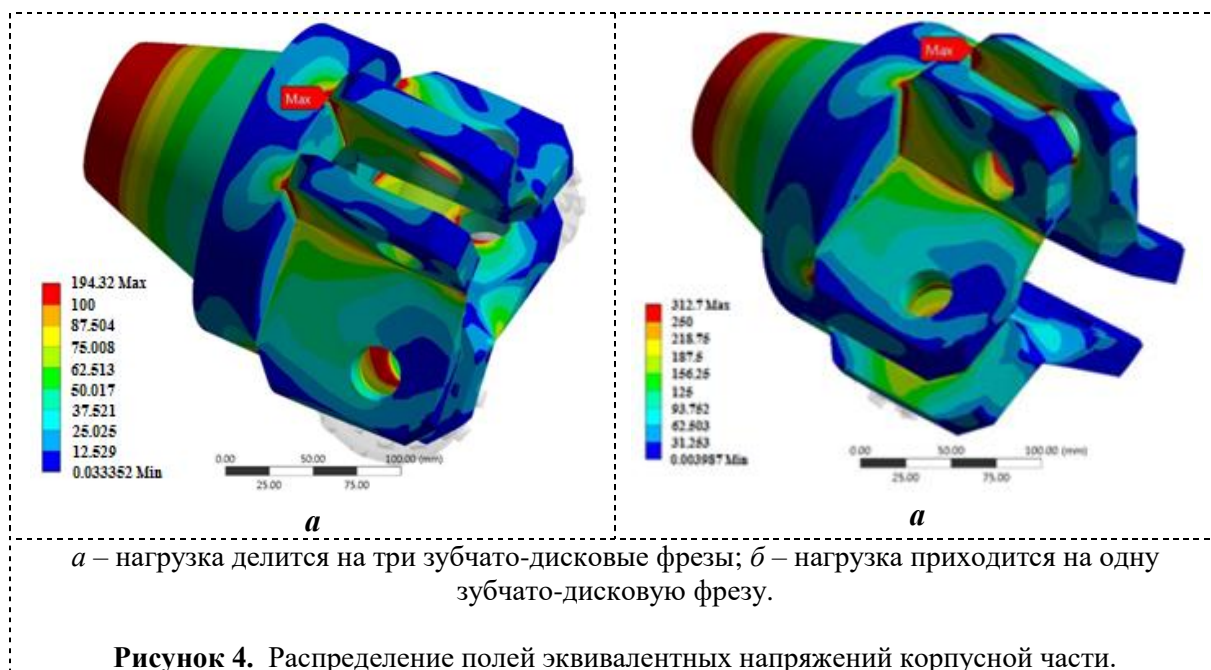
Свойства	Материал		
	<i>Корпус</i>	<i>Оси</i>	<i>Фрезы</i>
	Сталь 35ХМЛ	Сталь 40Х	Сталь 40ХН2
Предел текучести, МПа	392	780	930
Предел кратковременной прочности, МПа	589	980	1080
Модуль упругости, МПа	$2,13 \cdot 10^5$	$2,14 \cdot 10^5$	$2,15 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона	0,25	0,26	0,26

Исследования прочностных свойств буровых инструментов [11-12] показали, что большая часть нагрузки, передаваемой от бурового става к долоту в период его работы (учитывая постоянное изменение характеристик забоя скважины - наличие сплошностей, неровностей, трещин и др.), может передаваться на забой через три, две, а в некоторых случаях и один породоразрушающий элемент. В результате этого возникает неравномерное распределение нагрузки по элементам бурового инструмента.

Исходя из этого, для исследования прочностных характеристик разборного бурового инструмента режуще-вращательного действия с многорядным вооружением, достаточным будет смоделировать два случая нагружения долота. Первый – когда вся нагрузка равномерно распределяется на три зубчато-дисковые фрезы, второй – вся нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу.

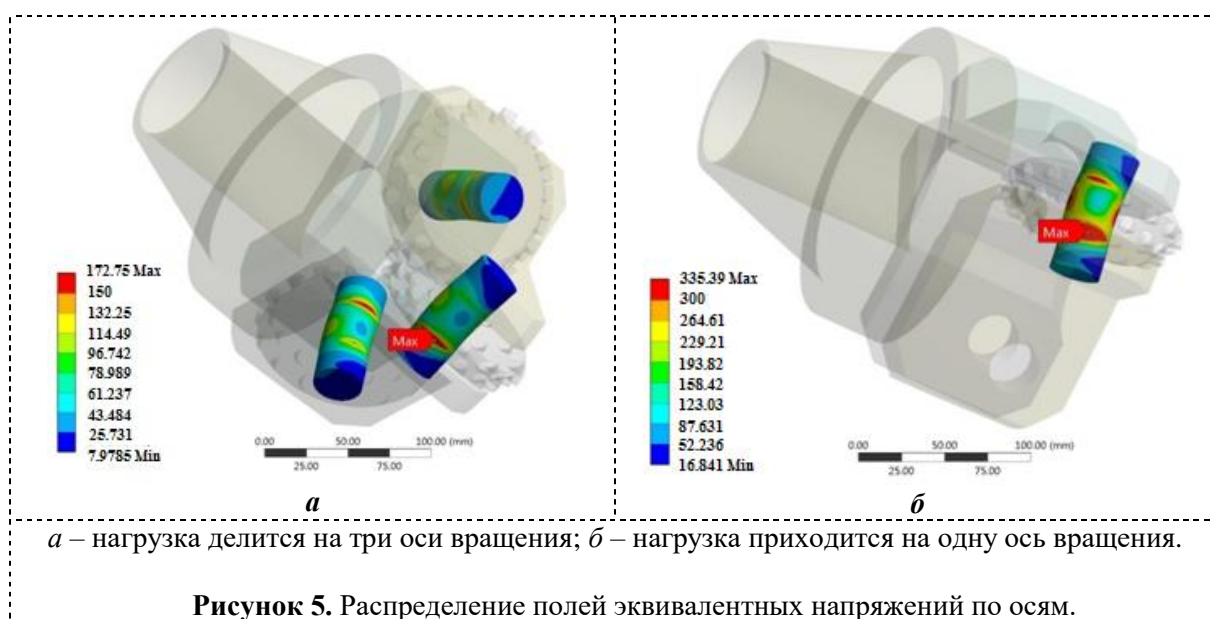
3. Результаты исследования и их анализ

На рисунке 4 приведены поля распределения эквивалентных напряжений (по Мизесу) в корпусной части долота.

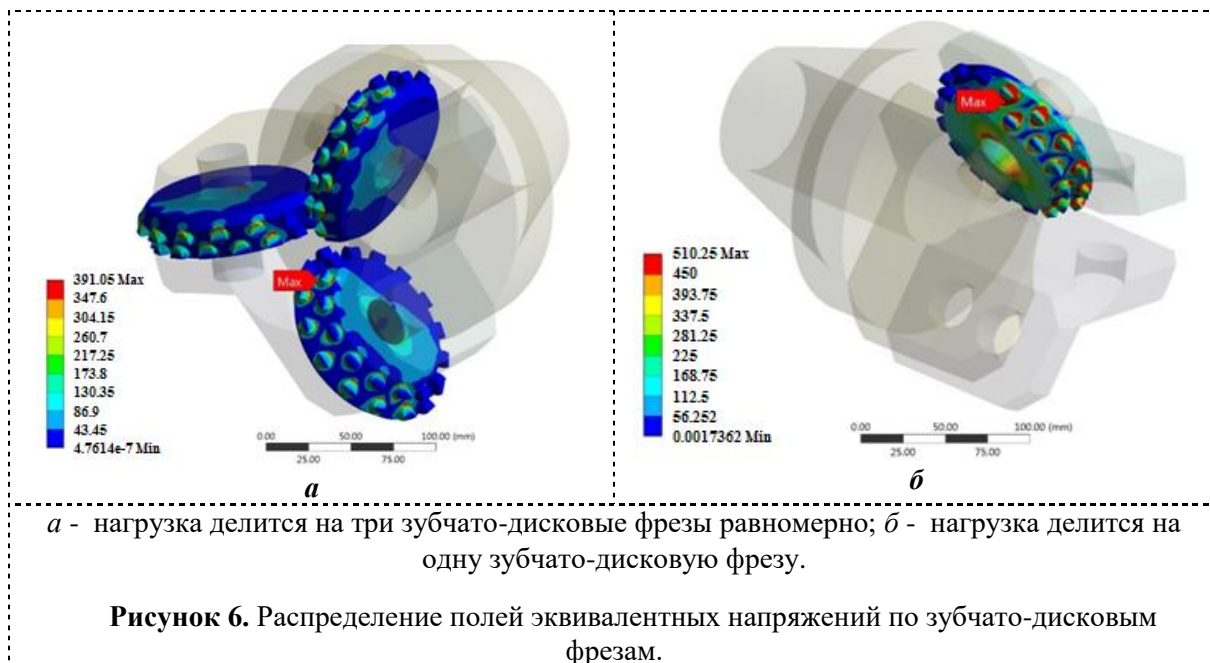


Анализ данных, представленных на рисунке 4, показывает, что распределение полей эквивалентных напряжений носит равномерный характер и не превышает 5-10 МПа. Максимальные значения действующих напряжений возникают в местах соединения корпуса с лапами и составляют 194,32 и 312,7 МПа для первого и второго случаев нагружения соответственно, что не превышает предел текучести (σ_T) и предел кратковременной прочности материала (σ_B), из которого изготовлен корпус (таблица 1).

На рисунке 5 приведены поля распределения эквивалентных напряжений (по Мизесу) по осям вращения породоразрушающих элементов.



На рисунке 6 приведены поля распределения эквивалентных напряжений (по Мизесу) в зубчато-дисковых фрезах с многорядным вооружением.



а - нагрузка делится на три зубчато-дисковые фрезы равномерно; б - нагрузка делится на одну зубчато-дисковую фрезу.

Рисунок 6. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковым фрезам.

По данным, представленным на рисунке 5 и рисунке 6, можно сделать выводы, аналогичные рисунку 4. Максимальные напряжения в конструкции осей возникают в областях их примыкания к корпусу, номинальные значения которых составляют 172,76 и 335,29 МПа для первого и второго случаев нагружения. Максимальные напряжения в конструкции зубчато-дисковых фрез возникают в местах крепления зубьев в теле фрезы, номинальные значения которых составляют 391,6 и 510,25 МПа для первого и второго случаев нагружения соответственно. При этом максимальные значения действующих напряжений не превышают σ_T и σ_B материала, из которых изготовлены оси и зубчато-дисковые фрезы.

4. Обсуждение

При построении КЭ модели режуще-вращательного долота фрезерного типа допущены следующие упрощения. При моделировании корпуса долота не учтены скругления и фаски (например, в месте соединения корпуса и лап), позволяющие снизить уровень концентрации напряжений на 5-15%.

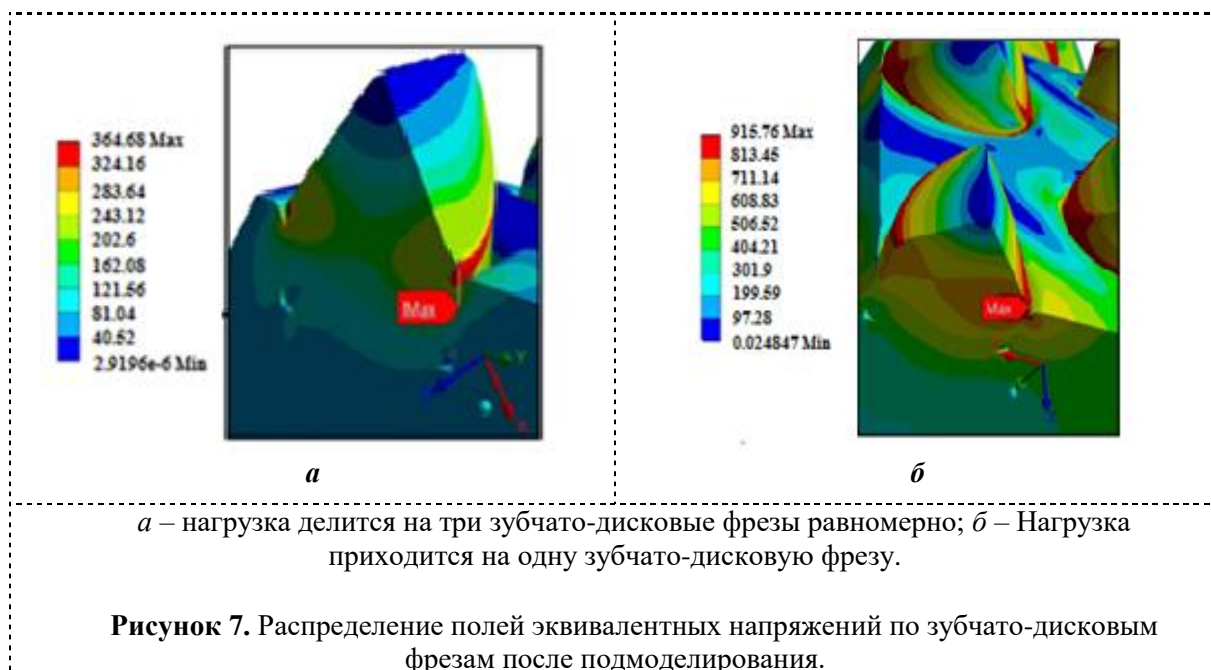
При моделировании осей вращения породоразрушающих элементов (зубчато-дисковых фрез), не учтены фаски в областях примыкания оси и корпуса. В конструкции долота на осях вращения присутствуют шайбы, предотвращающие перекося зубчато-дисковых фрез на осях. Их дополнительный учет также повлечет за собой изменение действующих напряжений, которые не оказывают большого влияния на нагруженность долота.

При моделировании зубчато-дисковых фрез (а именно отверстий под впапку твердосплавного вооружения) не учтены скругления, что влечет за собой снижение действующих напряжений. Следует учесть тот факт, что именно долговечность твердосплавного вооружения бурового инструмента во многом определяет основные показатели эффективности бурения скважин. В свою очередь, она в большей степени определяется величиной концентрации напряжений каждого зубка в зоне его входа в тело фрезы [13]. Так, с увеличением натяга при впажке зубков возрастает концентрация напряжений, что приводит к уменьшению прочностных свойств и долговечности вооружения зубчато-дисковых фрез.

С учетом данных, приведенных на рисунке 6, и выше изложенным материалом, выполнено подмоделирование зубчато-дисковых фрез, т.е. моделирование фрез путем построения

уточненной их геометрии и последующего применения данных из предыдущих расчетов в качестве граничных условий.

Результаты подмоделирования зубчато-дисковых фрез приведены на рисунке 7.



Анализ данных, представленных на рисунке 7, показал, что максимальные значения действующих нагрузок, как и ранее, возникают в верхней части отверстий тела фрезы под впайку твердосплавного вооружения. В первом, самом легком, случае нагружения, вся нагрузка уменьшилась на 5%, а во втором, самом тяжелом, случае нагружения увеличилась на 45-55%. Номинальные значения действующих напряжений после подмоделирования составили 164,68 и 915,76 МПа для первого и второго случаев нагружения соответственно. При этом они не превышают σ_T и σ_B материала, из которого изготовлены зубчато-дисковые фрезы (таблица 1).

5. Заключение

Представленное в работе исследование нагруженности и напряженного состояния разборного бурового инструмента фрезерного типа с многорядным вооружением (долото ДРДФ-244,5-2) позволяет сделать следующие выводы:

1. Исследуемое долото фрезерного типа выдерживает прилагаемые к нему нагрузки без возникновения участков с критическими значениями напряжений в конструкции долота, а следовательно, оно обладает достаточным запасом прочности и износостойкости.

2. Многорядное вооружение зубчато-дисковых фрез, расширяет область рациональной эксплуатации долота фрезерного типа в сложноструктурных породных массивах с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова с $f=6-8$ до $f=8-10$ с пропластками до $f=12$ и не приводит к ослаблению конструкции зубчато-дисковых фрез, а также не вызывает возникновения напряжений, превышающих допустимые значения для материала, из которого они изготовлены.

Благодарности

Статья подготовлена в рамках исследования, выполняемого при финансовой поддержке Гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых - докторов наук МД-2211.2018.8.

Библиографический список

- [1] Зубов В.В. и Хазин М.Л. 2015. Повышение износостойкости твердосплавного бурового инструмента. *Горный информ.- аналит. бюл.* **6**. С. 168-170.
- [2] Dhanraj Patel, Rajesh Verma. 2015. Analysis of drilling tool life – a review. *International journal of Mechanical Engineering and Robotics Research..* **4**. P. 329-359.
- [3] Петровский Э.А., Данилов А.К., Соловьев Е.А., Бухтояров В.В. и Привалихин Р.С. (2015). Проектирование высокоэффективного бурового инструмента. *Актуальные проблемы в машиностроении.* **2**. С.304-308.
- [4] Pawar P., Ballav R. and Kumar A. 2016. Finite element method broach tool drilling analysis using explicit dynamics ansys. *International journal of Modern Manufacturing Technologies.* **8(2)**. P. 54-60.
- [5] Гилев А.В., Шигин А.О., Доронин С.В. и Чесноков В.Т. 2010. Влияние формы вооружения на напряженное состояние бурового инструмента. *Фундаментальные исследования (Электронный материал).* **12**. С.80-87.
- [6] Гилев А.В., Бовин К.А., Шигин А.О. и Белозеров И.Р. 2017. Обоснование кинематических и режимных параметров долот режуще-вращательного действия с многорядным вооружением. *Фундаментальные исследования (Электронный материал).* **1(2)**. С. 278-283.
- [7] Thompson M. K. and Thompson J. M. 2017. *ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis.* USA: Butterworth-Heinemann. 466 p.
- [8] Басов К.А. 2016. *ANSYS для конструкторов.* Москва: ДМК-Пресс. 241 с.
- [9] Бовин К.А. и Гилев А.В. 2017. Обоснование рациональных режимных параметров бурения горных пород долотами режуще-вращательного действия// *Известия высших учебных заведений. Горный журнал.* **6**. С.101-108.
- [10] Драгунов Ю.Г., Зубченко А.С, Каширский Ю.В., Дегтярев А.Ф., Жаров В.В., Колосков М.М., Орлов А.С. и Скоробогатых В.Н. 2015. *Марочник сталей и сплавов.* М.: Машиностроение. 1216 с.
- [11] Шигин А.О. и Гилев А.В. 2012. К вопросу о нагрузках на породоразрушающий инструмент при бурении сложноструктурных горных пород. *Горное оборудование и электромеханика.* **6**. С16-20.
- [12] Буткин В.Д. 2005. *Проектирование буровых долот для открытых горных, земляных и строительных работ.* М: МаксПресс. 304 с.
- [13] Сериков Д.Ю. 2017. Пути повышения надежности крепления твердосплавных зубков в теле шарошки. *Сфера. Нефть и газ.* **2**. С.10-18.